

Perancangan Heat Exchanger pada Binary Power Plant Kapasitas 100 KW yang Memanfaatkan Uap Sisa PLTP Ulu Belu

A.Yudi Eka Risano, A Su'udi dan Rendy Dwi AP

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Lampung

Jln. Prof.Sumantri Brojonegoro No. 1 Gedung H FT Lt. 2 Bandar Lampung

Telp. (0721) 3555519, Fax. (0721) 704947

Email: yudi_95@yahoo.com, rendy_anggara15@yahoo.co.id

Abstrak

Binary power plant adalah sistem pembangkitan listrik kedua yang mana fluida panas bumi dimanfaatkan sebagai sumber panas utama pada alat penukar panas. Tujuan dari penelitian ini yaitu merencanakan *heat exchanger* pada *binary power plant* kapasitas 100 KW, menghitung dan menentukan dimensi-dimensi tiap komponen dari *heat exchanger*, mengetahui besar *longitudinal stress*, *circumferential stress* dan *thermal stress* yang terjadi pada *heat exchanger*. Hasil dari perencanaan yang telah dilakukan menunjukkan bahwa dimensi dari *heat exchanger* yaitu berdiameter 0,5 m, panjang 3,6 m, dan tebal dinding yaitu $9,5 \times 10^{-3}$ m. Tegangan total yang paling besar yaitu tegangan total arah *circumferential* yang terjadi pada komponen *shell* dengan nilai sebesar 163,5 Mpa. Tegangan-tegangan yang terjadi pada tiap komponen lebih kecil dibandingkan nilai tegangan ijin material pada nilai SF 1,5 yang direncanakan.

Kata kunci : *Binary power plant, Circumferential stress, Heat exchanger, Longitudinal stress, Thermal stress.*

PENDAHULUAN

Energi panas bumi merupakan sumber energi terbarukan berupa energi *thermal* yang dihasilkan dan disimpan di dalam inti bumi. Saat ini energi panas bumi mulai menjadi perhatian dunia. Meningkatnya kebutuhan akan energi serta meningkatnya harga minyak, telah memacu negara-negara lain, untuk mengurangi ketergantungan mereka pada minyak dengan cara memanfaatkan energi panas bumi untuk menghasilkan energi listrik. Beberapa pembangkit listrik bertenaga panas bumi sudah dimanfaatkan oleh 24 negara seperti Amerika Serikat, Inggris, Prancis, Jerman, Jepang, termasuk Indonesia [5]. Negara yang terbesar di dunia dalam hal kapasitas instalasi energi panas bumi adalah Amerika Serikat. Pada tahun 2010 Amerika Serikat memiliki 77 Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi (PLTP) yang memproduksi lebih dari 3000 MW.

Indonesia memiliki potensi panas bumi terbesar yaitu 40% dari potensi dunia, yang tersebar di 265 lokasi di sepanjang jalur vulkanik. Berdasarkan data dari Badan Geologi pada tahun 2011, potensi pembangkit listrik tenaga panas bumi Indonesia adalah 29.308 MW. Namun, sampai dengan saat ini baru sekitar 1.196 MW (4%) dari total potensi pembangkit listrik tenaga panas bumi yang telah dimanfaatkan untuk menghasilkan energi listrik [3].

Provinsi Lampung sendiri memiliki potensi panas bumi yang cukup tinggi yang saat ini telah dimanfaatkan menjadi pembangkit listrik tenaga panas bumi (PLTP), salah satunya yang terletak di Ulu belu Kabupaten Tanggamus, yang memiliki kapasitas sebesar 110 MW. Dengan kapasitas yang tersebut, diharapkan pembangkit

listrik ini dapat sedikit mengatasi kekurangan akan kebutuhan energi listrik yang terjadi saat ini.

Pembangkit listrik tenaga panas bumi (PLTP) pada prinsipnya sama seperti Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU), hanya pada PLTU uap dibuat di permukaan menggunakan boiler, sedangkan pada PLTP uap berasal dari reservoir panas bumi. Apabila fluida di kepala sumur berupa fasa uap, maka uap tersebut dapat dialirkan langsung ke turbin, dan kemudian turbin akan mengubah energi panas bumi menjadi energi gerak yang akan memutar generator sehingga dihasilkan energi listrik. Uap yang telah menggerakkan turbin tersebut kemudian diinjeksikan ke perut bumi. Kenyataannya, uap ini masih memiliki suhu sedang yang masih dapat dimanfaatkan untuk pembangkit listrik siklus binary, sehingga dapat menambah efisiensi pembangkit listrik tenaga panas bumi tersebut.

Dalam siklus binari, fluida sekunder (propana, butana, pentana) dipanasi oleh fluida panas bumi melalui alat penukar kalor. Fluida sekunder menguap pada temperatur lebih rendah dari temperatur titik didih air pada tekanan yang sama. Uap tersebut mengalir ke turbin sekunder dan menggerakkan generator sehingga menghasilkan listrik dalam skala kecil dibandingkan pembangkit primer [10].

Makalah ini menguraikan "Perancangan Heat Exchanger Pada Binary Power Plant Kapasitas 100 KW Yang Memanfaatkan Uap Sisa PLTP Ulu Belu".

METODOLOGI PERANCANGAN

1. Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan untuk proses perhitungan desain *shell and tube*. Adapun untuk pengumpulan data karakteristik uap sisa PLTP di Ulu Belu, penulis melakukan wawancara dan observasi langsung ke lapangan. Sedangkan untuk pengumpulan data karakteristik fluida sekunder (Propana) dan karakteristik yang dibutuhkan untuk turbin uap *binary* berkapasitas 100 KW, penulis melakukan studi literatur terhadap sumber buku dan referensi.

2. Perhitungan aliran, tekanan dan energi panas

Perhitungan ini dilakukan untuk memperoleh panjang *tube* yang digunakan sebagai pemanas dalam *heat exchanger*.

a. Kestimbangan Energi

Aliran di dalam celah adalah tertutup sempurna, maka kestimbangan energi dapat digunakan untuk menentukan temperatur fluida yang bervariasi dan nilai total transfer panas konveksi tergantung dari laju aliran massa [6].

$$q_{conv} = m_{ch} C_p (T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (2.1)$$

b. Bilangan Reynold

Setiap aliran fluida mempunyai nilai bilangan Reynold yang merupakan pengelompokan aliran yang mengalir [6].

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} \quad (2.2)$$

c. Bilangan Nusselt

Parameter yang menghubungkan ketebalan relatif antara lapisan batas hidronamik dan lapisan batas termal adalah maksud dari angka Prandtl, angka ini dapat ditentukan dengan menggunakan tabel, maupun dengan menggunakan persamaan [6].

$$Nu_D = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \quad (2.3)$$

d. Koefisien perpindahan panas menyeluruh

Persamaan yang digunakan dalam mencari koefisien perpindahan panas menyeluruh berkaitan dengan besarnya koefisien perpindahan panas pada bagian dalam pipa dan bagian luar pipa, dimana persamaannya dapat ditulis seperti berikut ini [4]:

$$U = \frac{1}{1/h_{in} + 1/h_{out}} \quad (2.4)$$

Dimana h merupakan koefisien perpindahan panas pada pipa yang dapat ditulis dalam persamaan berikut [6]:

$$h_{in} = \frac{Nu \cdot k}{D_{in}} \quad (2.5)$$

e. Menentukan Log Mean Different Temperature

Persamaan *log mean different temperature* dapat digunakan pada aliran fluida dengan properti temperatur keluar dan masuk baik fluida panas dan dingin diketahui, sehingga persamaannya seperti berikut ini [4] :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (2.6)$$

f. Menentukan Panjang Pipa

Dalam merancang suatu *heat exchanger*, panjang merupakan hal yang sangat menentukan berapa lama dan berapa laju yang digunakan dalam *heat exchanger* tersebut, untuk menentukan panjang tersebut dapat menggunakan persamaan berikut ini [4]:

$$L = \frac{q_{conv}}{\pi \cdot D \cdot U \cdot \Delta T_{LMTD} \cdot F} \quad (2.7)$$

3. Penentuan jenis material

Dalam menentukan jenis material yang digunakan untuk tiap komponen *shell and tube* yaitu *shell, tube, baffle, nozzle, front head dan rear head*. Pemilihan jenis-jenis material berdasarkan ASME Section VIII Divisi 1 [1].

4. Perhitungan Dimensi

Menghitung dimensi-dimensi untuk tiap komponen *shell and tube*. Adapun persamaan yang digunakan untuk menghitung tebal pada tiap komponen *heat exchanger* yaitu persamaan berikut [7] :

Tebal pada dimensi bagian dalam:

$$t = \frac{PR}{SE_j - 0,6P} \quad (2.8)$$

Tebal pada dimensi bagian luar:

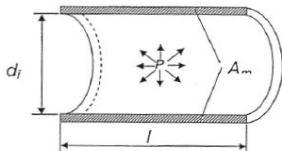
$$t = \frac{PR}{SE_j + 0,4P} \quad (2.9)$$

5. Analisa tegangan

Menghitung besar nilai tegangan yang terjadi pada komponen-komponen *shell and tube*. Berdasarkan teori tegangan yang terjadi pada *heat exchanger* adalah sebagai berikut:

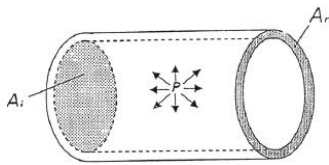
a. Tegangan *circumferential* yaitu tegangan yang searah dengan garis singgung penampang pipa. Tegangan ini disebabkan oleh tekanan dalam pipa, dan bernilai positif jika tegangan cenderung membelah pipa menjadi dua [8].

$$S_H = \frac{PD}{2t} \quad (2.10)$$

Gambar 1 Arah Tegangan *Circumferential* pada pipa

b. Tegangan *longitudinal* yaitu tegangan yang searah dengan panjang pipa. Tegangan longitudinal pada sistem pipa disebabkan oleh gaya-gaya tekanan dalam pipa dan bending [8].

$$S_L = \frac{PD}{4t} \quad (2.11)$$



Gambar 2 Arah Tegangan Longitudinal

Salah satu komponen dari Tegangan Longitudinal (*Longitudinal Stress*) adalah Tegangan *Thermal* (*Thermal Stress*). Tegangan thermal pada pipa terjadi karena beban *thermal* yang dialami oleh pipa. Jika pipa dengan panjang awal L_0 mengalami peningkatan temperatur sebesar (dT).

maka besarnya elongasi (dL) yang dialami oleh pipa adalah [9] :

$$dL = \alpha * L_0 * dT \quad (2.12)$$

Dimana, α : koefisien ekspansi thermal (/K)
 L_0 : panjang awal pipa (m)
 dt : perubahan temperatur (K)

Regangan yang dihasilkan akibat penambahan panjang adalah [9] :

$$\varepsilon = \frac{dL}{L_0} \quad (2.13)$$

Sementara itu, besarnya tegangan thermal yang dialami oleh pipa adalah [9] :

$$\text{Tegangan thermal} = E * \varepsilon \quad (2.14)$$

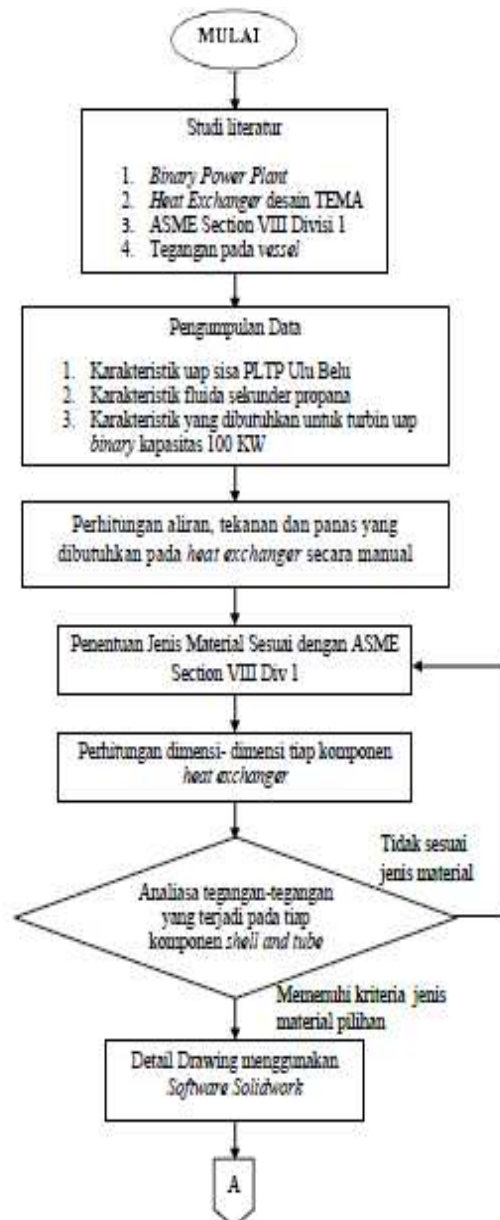
6. Design drawing

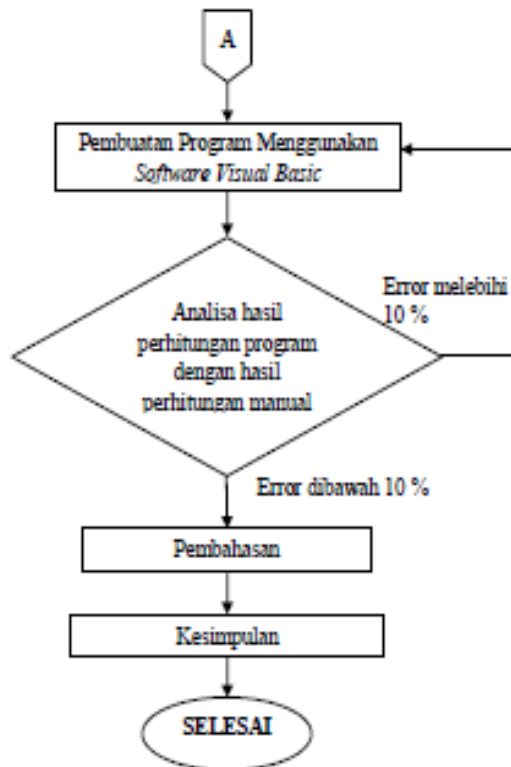
Berdasarkan hasil perhitungan rancangan model 2 dimensi dan 3 dimensi komponen dibuat menggunakan *Solidwork*.

7. Pembuatan aplikasi perencanaan *heat exchanger*

Untuk mempermudah dalam proses perhitungan pada perencanaan *shell and tube heat exchanger* maka dibuat sebuah aplikasi yang dikembangkan menggunakan *Visual Basic*.

Pada Gambar 3 diperlihatkan alur proses perancangan *heat exchanger* untuk *binary power plant* kapasitas 100 KW.



Gambar 3 Alur perancangan *heat exchanger*

HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Data Fluida *Heat Exchanger*

Untuk fluida yang digunakan sebagai penukar kalor yaitu uap sisa dari turbin PLTU Ulu Belu. Adapun data fluida yang didapat sebagai berikut:

1. Temperatur : 375,57 K
2. Laju aliran massa : 50 Kg/det

Dari tabel Apendix A6 @T 370 K didapatkan [2],

3. Panas Spesifik (C_p) : 2,036 Kj/Kg.K
4. Viskositas (μ) : 0,000289 Ns/m²
5. Konduktivitas termal : 0,679 W/m.K
6. Bilangan *Prandlt* : 1,8

Sedangkan fluida yang akan dipanaskan yaitu Propana, fluida ini digunakan karena memiliki titik didih yang rendah dan yang paling umum digunakan dalam *Binary Cycle*. Adapun data fluida Propana yang didapatkan pada tabel *thermophysical properties of fluida* yaitu [12] :

7. Temperaturmasuk : 300 K
8. Enthalpi (h_f @27 °C) : -28,8 Kj/Kg
9. Temperaturkeluar : 340 K
10. Enthalpi (h_g @67 °C) : 331,5 Kj/Kg
11. Temperatur Rata-rata: 320 K
12. Densitas (ρ) : 459 Kg/m³
13. Panas spesifik (C_p) : 3,061 Kj/Kg K

14. Viskositas (μ) : 0,000078 Ns/m²
 15. Konduktifitas termal : 0,084 W/m K
 16. Bilangan *Prandlt* : 2,83
- Asumsi *tube* yang digunakan berdasarkan TEMA Section 9 Tabel D-7 [11] :
17. Diameter dalam *tube* : 0,013386 m
 18. Diameter luar *tube* : 0,015875 m (5/8 inch)
 19. Ketebalan *tube* : 0,0012 m (Standar BWG 18)
 20. Konduktifitas *tube* : 401 W/m.K (*Copeer tube*)
 21. Jumlah *tube* (N) : 300
 22. Diameter *shell* : 0,5 m

Untuk karakteristik turbin uap *binary cycle* kapasitas 100 KW yaitu sebagai berikut [13] :

23. *Type* : *Horizontal Impulse*
24. *Speed* : 4336 RPM
25. *Steam inlet pressure* : 21,8 bar (21,8 x 10⁵ Pa)
26. *Exhaust Steam pressure*: 4,5 bar (4,5 x 10⁵ Pa)
27. Laju konsumsi uap : 2,4 Kg/det

B. Tabel Hasil Perhitungan Untuk Panjang *Tube*

Dengan menggunakan persamaan 2.1 sampai persamaan 2.14, maka didapatkan hasil sebagai berikut:

No	Keterangan	Hasil	Satuan
1	Laju perpindahan panas yang dibutuhkan fluida propana	865	Kj/det
2	Laju perpan <i>heat exchanger</i> maksimum	1235	Kj/det
3	Temperatur keluar fluida panas	363,57	K
4	<i>Log mean temp. Diff</i>	47	K
5	Bilangan <i>reynold</i> pada <i>internal flow</i>	54854	
6	Bilangan <i>nusselt</i> pada <i>internal flow</i>	170	
7	Koefisien perpan bagian dalam <i>tube</i>	8623	W/m ² K
8	Kecepatan aliran propana dalam <i>shell</i>	0,027	m/det
9	Kecepatan aliran propana maksimum	0,112	m/det
10	Bilangan <i>reynold</i> pada <i>external flow</i>	10462	
11	Bilangan <i>nusselt</i> pada <i>external flow</i>	110	
12	Koefisien perpan bagian luar <i>tube</i>	584	W/m ² K
13	Koefisien perpan menyeluruh	27	W/m ² K
14	Panjang <i>tube</i> yang digunakan	3,31	M

Dari tabel hasil perhitungan diatas didapatkan panjang *tube* yang digunakan untuk *heat exchanger* yaitu 3,31 meter.

C. Perhitungan Pada Tiap Komponen *Heat Exchanger*.

a. Tekanan pada *shell*

Berdasarkan karakteristik turbin uap *binary cycle* kapasitas 100 KW, tekanan yang dibutuhkan adalah $21,8 \times 10^5$ Pa. Untuk itu, dengan mengasumsikan besar rugi-rugi yang terjadi maka tekanan uap propana yang keluar dari *shell* yaitu 25×10^5 Pa. Dimana pada tabel *thermophysical properties of fluid* di lampiran A2, untuk mencapai besar tekanan tersebut dibutuhkan temperatur 340 K.

b. Tekanan pada *front head* dan *Tube*

Besarnya nilai tekanan uap sisa turbin yang didapatkan dari data PLTP Ulu Belu di lampiran A1 yaitu $1,1 \times 10^5$ Pa.

c. *Rear head*

Akibat dari perpindahan panas yang terjadi pada *heat exchanger* maka temperatur uap sisa turbin akan mengalami penurunan. Berdasarkan perhitungan, temperatur keluar uap sisa turbin tersebut yaitu 363,57 K. Untuk mengetahui besarnya nilai tekanan yang terjadi pada komponen *rear head* yaitu dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

$$P_2 = \frac{110000 \text{ Pa} \cdot 363,57 \text{ K}}{375,57 \text{ K}} = 1,06 \times 10^5 \text{ Pa}$$

D. Menentukan Jenis Material Komponen *Heat Exchanger*

Dalam menentukan jenis material yang umum digunakan pada desain *shell and tube heat exchanger*, penulis memilih material berdasarkan TEMA Section 9 Tabel D-4 dan Tabel material pada ASME Section VIII Div 1 seperti berikut ini:

- a. *Shell* : SA 516 Gr 70
- b. *Tube* : SB 111 Class H80
- c. *Front dan Rear Head* : SA 516 Gr 70
- d. *Inlet dan outlet* : SA 106 Gr C
- e. *Tubesheets* : SA 516 Gr 70
- f. *Baffle* : SA 516 Gr 70
- g. *Flanges* : SA 516 Gr 70

E. Perhitungan Dimensi Komponen *Heat Exchanger*

Dengan menggunakan persamaan 2.11 sampai persamaan 2.13, maka didapatkan hasil sebagai berikut:

1. Tabel hasil perhitungan perencanaan *shell*

No	Keterangan	Hasil	Satuan
1	Diameter	0,5	m
2	Panjang	3,3	m
3	Tebal minimum yang dibutuhkan	$7,6 \times 10^{-3}$	m

Dari tabel hasil perhitungan diatas, tebal minimum untuk *shelly* yaitu $7,6 \times 10^{-3}$ m. Sehingga berdasarkan TEMA Section 5 Tabel R-3.13, standar ketebalan minimum yang akan didesain untuk *shell* dengan diameter 0,5 meter yaitu $9,5 \times 10^{-3}$ m (3/8 inch).

2. Tabel hasil perhitungan perencanaan *tube*

Dengan menggunakan asumsi dan perhitungan, maka didapatkan hasil dimensi *tube* sebagai berikut:

No	Keterangan	Hasil	Satuan
1	Diameter luar	0,015875	m
2	Diameter dalam	0,013386	m
3	Panjang	3,31	m
4	Tebal minimum yang dibutuhkan	1×10^{-5}	m

Dari perhitungan diatas didapatkan tebal untuk *tube* yang didesain yaitu 1×10^{-5} m. Sehingga tebal minimum *tube* yang akan didesain berdasarkan karakteristik *tube* TEMA Section 9 Tabel D-7 untuk diameter 5/8 inch dengan *B.W.G Gage* 18 yaitu $1,2 \times 10^{-3}$ m.

3. Tabel hasil perhitungan perencanaan *tubesheets*

No	Keterangan	Hasil	Satuan
1	Diameter	0,481	m
2	Tebal minimum yang dibutuhkan	1×10^{-2}	m
3	Pola susunan <i>tube</i>	<i>square</i>	
4	Jarak <i>pitch</i>	0,02079	m
5	Banyak lubang <i>tube</i>	300	

4. Tabel hasil perhitungan perencanaan *baffle*

No	Keterangan	Hasil	Satuan
1	Jenis <i>baffle</i>	<i>double segmental</i>	
2	Diameter	0,4714	m
3	Tebal minimum standar TEMA	$6,4 \times 10^{-3}$	m
4	Pressure drop akibat <i>baffle</i>	$9,1 \times 10^4$	Pa
5	Jumlah <i>baffle</i>	4	
6	Jarak <i>baffle</i>	0,66	m

5. Tabel hasil perhitungan perencanaan *tie rods*

No	Keterangan	Hasil	Satuan
1	Diameter	$9,5 \times 10^{-3}$	m
2	Jumlah <i>tie rods</i>	6	
3	Jarak antar <i>tie rods</i>	0,227	m

6. Tabel hasil perhitungan perencanaan *front* dan *rear head*

Dengan menggunakan persamaan 2.11 sampai persamaan 2.13, maka didapatkan hasil sebagai berikut:

No	Keterangan	Hasil	Satuan
1	Diameter	0,5	m
2	Panjang	0,167	m
3	Tebal minimum yang dibutuhkan	$3,4 \times 10^{-3}$	m

Dari perhitungan diatas, tebal minimum untuk komponen *front head* dan *rear head* adalah $3,4 \times 10^{-3}$ m. Berdasarkan TEMA Section 5 Tabel R-3.13 tebal minimum untuk komponen *front head* dan *rear head* yang akan didesain yaitu sebesar $9,5 \times 10^{-3}$ m.

6. Tabel hasil perhitungan perencanaan *nozzle shell* dan *nozzle tube*

Dengan menggunakan asumsi dan perhitungan, maka didapatkan hasil dimensi *nozzle shell* sebagai berikut.

No	Keterangan	Hasil	Satuan
1	Diameter	0,0508	m
2	Panjang	0,169	m
3	Tebal minimum yang dibutuhkan	$3,6 \times 10^{-3}$	m

Sedangkan untuk hasil dimensi *nozzle tube* sebagai berikut:

No	Keterangan	Hasil	Satuan
1	Diameter	0,0508	m
2	Panjang	0,169	m
3	Tebal minimum yang dibutuhkan	$3,2 \times 10^{-3}$	m

F. Tabel Hasil Perhitungan Tegangan Pada Tiap Komponen *Heat Exchanger*

Adapun persamaan yang digunakan yaitu persamaan 2.14 sampai persamaan 2.19. Dengan asumsi nilai SF yaitu 1,5.

No	Komponen	Tegangan	Hasil	Satuan
1	<i>Shell</i>	Ijin	$17,3 \times 10^7$	Pa
		longitudinal	$3,2 \times 10^7$	Pa
		Circumferential	$6,5 \times 10^7$	Pa
		Thermal	$9,85 \times 10^7$	Pa
2	<i>Front head</i>	Ijin	$17,3 \times 10^7$	Pa
		longitudinal	$1,4 \times 10^6$	Pa
		Circumferential	$2,9 \times 10^6$	Pa
		Thermal	$15,5 \times 10^7$	Pa
3	<i>Rear head</i>	Ijin	$17,3 \times 10^7$	Pa
		longitudinal	$1,3 \times 10^6$	Pa
		Circumferential	$2,6 \times 10^6$	Pa
		Thermal	14×10^7	Pa
4	<i>Tube</i>	Ijin	$18,3 \times 10^7$	Pa
		longitudinal	$3,6 \times 10^5$	Pa
		Circumferential	$7,2 \times 10^5$	Pa
		Thermal	$14,5 \times 10^7$	Pa
5	<i>Nozzle shell</i>	Ijin	$18,3 \times 10^7$	Pa
		longitudinal	$8,8 \times 10^6$	Pa
		Circumferential	$1,7 \times 10^7$	Pa
		Thermal	9×10^7	Pa
6	<i>Nozzle tube</i>	Ijin	$18,3 \times 10^7$	Pa
		longitudinal	$4,3 \times 10^5$	Pa
		Circumferential	$8,7 \times 10^5$	Pa
		Thermal	17×10^7	Pa

Dari tabel diatas dapat dilihat, besarnya tegangan yang terjadi pada tiap komponen masih lebih kecil dibandingkan nilai tegangan material yang digunakan, sehingga dapat dikatakan bahwa hasil desain tiap komponen telah aman.

G. Tegangan Total Yang Terjadi Pada Komponen *Shell and tube Heat Exchanger*

Dari hasil perhitungan tegangan-tegangan yang terjadi pada tiap komponen, dapat diketahui besarnya tegangan total (tegangan normal dan tegangan termal) seperti pada tabel berikut ini.

No	Komponen	Teg. normal (Mpa)		Teg. termal (Mpa)	Teg. total (Mpa)	SF
1	<i>Shell</i>	σ_L	32	98,5	130,5	1,9
		σ_H	65		163,5	1,59
2	<i>Front head</i>	σ_L	1,4	155	156,4	1,66
		σ_H	2,9		157,9	1,64
3	<i>Rear head</i>	σ_L	1,3	140	141,3	1,84
		σ_H	2,6		142,6	1,82
4	<i>Tube</i>	σ_L	0,36	145	145,36	1,89
		σ_H	0,72		145,72	1,88
5	<i>Nozzle shell</i>	σ_L	8,8	90	98,8	2,78
		σ_H	17		107	2,57

6	Nozzle tube	σ_L	0,43	155	155,43	1,61
		σ_H	0,87		155,87	1,6

Dari tabel diatas dapat dilihat bahwa nilai tegangan total yang terbesar yaitu tegangan total arah *circumferential* yang terjadi pada komponen *shell* dengan nilai 163,5 Mpa. Untuk nilai faktor keamanan (SF) yang dihasilkan akibat dari tegangan total yang terjadi pada tiap komponen masih diatas faktor keamanan (SF) yang direncanakan yaitu 1,5. Sehingga desain dari tiap komponen dapat dikatakan telah aman.

H. Aplikasi Perencanaan Heat Exchanger

Program perencanaan *heat exchanger* adalah program yang dibuat dengan tujuan untuk mempermudah proses perhitungan dalam perencanaan *heat exchanger type shell and tube*. Program perencanaan *heat exchanger* dibuat menggunakan *Software Visual Basic*, dimana terdapat *input data*, proses dan *output data*. Berikut merupakan tampilan pertama dalam program perencanaan *heat exchanger*.

Gambar tampilan pertama program

Pada program ini terdapat 5 fungsi *command*, yaitu:

1. *Command default*, yaitu *command* yang bertujuan untuk meng-*input* data secara *random*.
2. *Command proses*, yaitu *command* yang bertujuan untuk memulai program memproses data.
3. *Command reset*, yaitu *command* yang bertujuan untuk mengosongkan data-data yang telah terisi.
4. *Command next*, yaitu *command* yang bertujuan untuk pindah ke tampilan program selanjutnya.
5. *Command close*, yaitu *command* yang bertujuan untuk menutup program.

Dengan membandingkan terhadap hasil perhitungan manual, maka hasil nilai yang diperoleh pada *output data* setiap tampilan pada program ini memiliki simpangan dibawah 8 %.

KESIMPULAN

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Dimensi *shell and tube heat exchanger* yang akan didesain berdasarkan standar TEMA dan ASME Section VIII Divisi 1 yaitu:

- a. Panjang *heat exchanger* : 3,6 meter
- b. Tinggi *heat exchanger* : 0,84 meter
- c. Tebal *shell* : $9,5 \times 10^{-3}$ meter
- d. Tebal *front dan rear head* : $9,5 \times 10^{-3}$ meter
- e. Diameter *tube* : $15,8 \times 10^{-3}$ meter
- f. Tebal *tube* : $1,2 \times 10^{-3}$ meter
- g. Diameter *tubesheet* : 0,481 meter
- h. Tebal *tubesheet* : 1×10^{-2} meter
- i. Tebal *baffle* : $6,4 \times 10^{-3}$ meter
- j. Diameter *nozzle shell* : $50,8 \times 10^{-3}$ meter (2 inch)
- k. Tebal *nozzle shell* : $3,6 \times 10^{-3}$ meter
- l. Diameter *nozzle tube* : $50,8 \times 10^{-3}$ meter (2 inch)
- m. Tebal *nozzle tube* : $3,4 \times 10^{-3}$ meter

2. Tegangan *longitudinal* yang paling besar terjadi pada komponen *shell* yaitu 32×10^6 Pa, hal ini disebabkan karena besarnya tekanan yang terjadi pada komponen *shell* yaitu 25×10^5 Pa.

3. Tegangan *circumferential* yang paling besar terjadi pada komponen *shell*, dimana besar nilai tegangan yang didapatkan yaitu 65×10^6 Pa. Tegangan *circumferential* ini juga berpengaruh terhadap tekanan yang terjadi pada komponen *shell*.

4. Tegangan termal yang paling besar terjadi pada komponen *tube* yaitu 155×10^6 Pa. Akibat dari besarnya tegangan termal ini akan mengakibatkan penambahan panjang dari material *tube* yang didesain sebesar 4×10^{-3} meter. Besarnya nilai tegangan termal dan penambahan panjang tersebut berpengaruh terhadap temperatur tinggi yang terjadi pada komponen *tube*.

5. Tegangan total yang paling besar yaitu tegangan total arah *circumferential* yang terjadi pada komponen *shell* dengan nilai 163,5 Mpa.

6. Tegangan-tegangan yang terjadi pada tiap komponen *shell and tube heat exchanger* lebih kecil dibandingkan nilai tegangan ijin material yang digunakan pada SF 1,5, sehingga dapat dikatakan hasil perencanaan tiap komponen telah aman.

7. Dengan membandingkan hasil dari perhitungan manual dan hasil *output* dari program perencanaan *heat exchanger* didapatkan simpangan terbesar pada tampilan keempat untuk perhitungan tegangan termal yaitu 8%.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASME Committe. 2004. "*ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Rule for Construction of Pressure Vessel, Division 1, 2004 Edition I*". The American Society of Mechanical Engineers Three Park Avenue, New York.
- [2] DiPippo, R. 2007. "*Ideal Thermal Efficiency For Geothermal Binary Plants*". *Geothermics* 36 : 276-285.
- [3] Hall, Carin. 2011. "*Indonesia's Geothermal Potential Being Hamstrung by Regional Politics*". Energy Digital.
- [4] Incropera, F.P. 1996. "*Fundamentals of Heat and Mass Transfer*". John Willey & Son, Inc. New York.
- [5] Kementerian ESDM. 2011. "*Handbook Of Energy & Economic Statistics Of Indonesia*".
- [6] Kreith, Frank. 1973. "*Principles of Heat Transfer*". Intext. New York.
- [7] Kuppan, T. 2000. "*Heat Exchanger Design Handbook*". Marcel Dekker Inc. New York.
- [8] Khurmi, R.S. 1982. "*A Text Book of Machine Design*". Eurasia Publishing House (Pvt) LTD. New Delhi.
- [9] Risal, Muhammad. 2013. "*Pemuaian Zat Padat*". Tersedia di: <http://www.rumus-fisika.com/2012/10/pemuaian-zat-padat.html>. (Diunduh tanggal 17 Februari 2013)
- [10] Rafferty, Kevin D. 2000. "*Geothermal Power Generation*". Geo-Heat Center Klamath Falls, Oregon.
- [11] Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). 2007. "*Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th edition*". TEMA Inc. New York.
- [12] Yari M. 2009. "*Performance Analysis of The Different Organic Rankine Cycles (ORCs) Using Dry Fluids*". *International Journal of Exergy* 6 (3) : 323-342.
- [13] Yogisworo, Danang. 2010. "*Pengembangan Turbin Hidrokarbon Tipe Radial Flow Untuk PLTP Siklus Biner oleh Industri Lokal dalam Negeri*". BPPT.